

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-130560

(43)Date of publication of application : 12.05.2000

(51)Int.Cl.

F16H 55/08

F16H 55/17

(21)Application number : 10-306055

(71)Applicant : FUJI KIKO CO LTD

(22)Date of filing : 27.10.1998

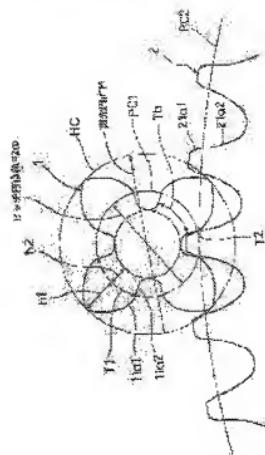
(72)Inventor : FUJIWARA NOBUAKI

(54) CYCLOIDAL GEAR WITH SMALL-NUMBERED TEETH

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To obtain a cycloidal gear with small-numbered teeth which can be designed easily in a short time.

SOLUTION: This cycloidal gear is composed of four or five cycloidal teeth. A ratio T of thickness of theeth ranges between 0.655 and 0.741. A radius r_1 of an outward rotation rolling circle ranges between 3.5 and 6.5 mm/l module. A radius r_2 of an inward rotation rolling circle ranges between 1.97 and 2.60 mm/l module. Addendum h_1 ranges between 0.68 and 1.14 mm/l module. Dedendum h_2 ranges between 0.454 and 0.650 mm/l module. It is thus possible to compose the cycloidal gear of four teeth which is sufficiently practical.



(19)日本国特許庁 (J P)

(12)公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2000-130560

(P2000-130560A)

(43)公開日 平成12年5月12日 (2000.5.12)

(51)Int.Cl.
F 16 H 55/08
55/17

識別記号

F I
F 16 H 55/08
55/17

マーク(参考)
Z S J 0 3 0
Z

審査請求 未請求 請求項の数2 O L (全 9 頁)

(21)出願番号 特願平10-309055

(22)出願日 平成10年10月27日 (1998.10.27)

(71)出願人 000237307
富士機工株式会社
静岡県湖西市笠津2028

(72)発明者 藤原 香哲
静岡県湖西市笠津2028番地 富士機工株式
会社笠津工場内

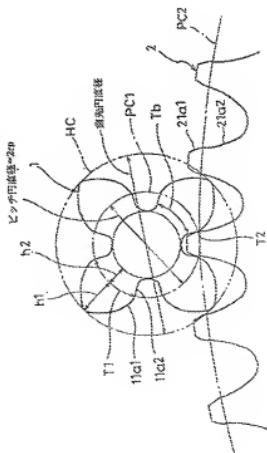
(74)代理人 100083806
弁理士 三好 秀和 (外8名)
Fターム(参考) 3[030 AC10 BA01 BB11 BB13 BB14

(54)【発明の名称】 少歯数サイクロイド歯車

(57)【要約】

【課題】 歯数の少ないものを短時間で簡単に設計することのできる少歯数サイクロイド歯車、することを課題としている。

【解決手段】 サイクロイド歯形の歯を有し、歯数が4枚又は5枚のもので構成していることを特徴とするサイクロイド歯車を提供している。そして、歯厚の割合Tを0. 655～0. 741、外転輻がり円半径r1を3. 5～6. 5mm/1モジュール、内転輻がり円半径r2を1. 97～2. 60mm/1モジュール、歯末のたけh1を0. 68～1. 14mm/1モジュール、歯元のたけh2を0. 454～0. 650mm/1モジュールに設定することにより充分実用可能な4枚歯のサイクロイド歯車を構成している。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 サイクロイド歯形の大歯車(2)と、この大歯車(2)にかみ合う同じくサイクロイド歯形の小歯車(1)とを備えた高歯数比の歯車列であつて、小歯車(1)の歯数が4枚又は5枚のもので構成されていることを特徴とするサイクロイド歯車。

【請求項2】 円ピッチを分母とし、ピッチ円上の歯厚を分子として計算した歯厚の割合(T)が0.655～0.741であり、外転筋がり円半径(r1)が3.5～6.5mm/1モジュールであり、内転筋がり円半径(r2)が1.97～2.60mm/1モジュールであり、歯末のたけ(h1)が0.68～1.14mm/1モジュールであり、歯元のたけ(h2)が0.454～0.650mm/1モジュールであることを特徴とする請求項1記載のサイクロイド歯車。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 この発明は、サイクロイド歯車に関するものである。また、本発明は、減速機構造を構成する大歯車と小歯車の内の小歯車に用いる歯数の少ないサイクロイド歯車に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 通常、歯車としてはインボリュート歯形のものが使用されており、このインボリュート歯形の大歯車と小歯車とを組み合わせることにより歯車列が構成されている。このような歯車列において、小歯車の歯数を少なくすることによって歯数比を高めようすると、小歯車の歯元にアンダーカットが生じることになる。アンダーカットをさけるために軸位という方法があるが、歯数が少ないと強度、耐久性が著しく劣り実用的には6枚以上とされている。なお、歯数比は、小歯車の歯数をZ1、大歯車の歯数をZ2とすると、Z2/Z1で表される。

【0003】 一方、近年になってロジックスギヤ(例えば、特公平2-15743号公報)が開発されている。このロジックスギヤでは、微少区間の複数のインボリュート曲線を連続する曲線状につなぎ合わせることによって歯形を形成している。このため、ロジックスギヤを用いた場合には、歯形の形状を種々工夫することができ、この工夫により、小歯車として4枚の歯数のものを用いても強度的に問題のないものが得られ、これにより高歯数比の歯車列の開発が可能になっている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 ところが、上記ロジックスギヤを用いた歯車を設計する場合には、非常に多くのインボリュート曲線を連続的につなぎ合わせる計算を、種々の歯形形状について何回も繰り返し行わなければならず、歯車の設計が完了するまでに多大の時間がかかるという問題がある。

【0005】 この発明は、上記事情に鑑みてなされたも

のであり、歯車の歯形にサイクロイド歯形を用いることで歯数の少ないものを短時間で簡単に設計することができるようになりしたサイクロイド歯車を提供することを課題としている。

【0006】

【課題を解決するための手段】 上記課題を解決するためには、請求項1記載の発明は、サイクロイド歯形の歯を有し、歯数が4枚又は5枚のもので構成されていることを特徴とするサイクロイド歯車を提供している。

【0007】 請求項2記載の発明は、請求項1記載の発明において、円ピッチを分母とし、ピッチ円上の歯厚を分子として計算した歯厚の割合(T)が0.655～0.741であり、外転筋がり円半径(r1)が3.5～6.5mm/1モジュールであり、内転筋がり円半径(r2)が1.97～2.60mm/1モジュールであり、歯末のたけ(h1)が0.68～1.14mm/1モジュールであり、歯元のたけ(h2)が0.454～0.650mm/1モジュールであることを特徴とするサイクロイド歯車を提供している。

【0008】 そして、上記のように構成された請求項1記載の発明においては、後述する実施例に示す通り、4枚の歯を有するものを4枚歯で実績のあるロジックスギヤと同程度に形成することができる。このため、インボリュート歯形の歯車では実用上不可能な5枚又は4枚の歯数の歯車を提供することができる。したがって、例えば減速機において一つの歯車として使用した場合には、一度に大きな減速比が得られるので、減速機の小型化を図ることができる。また、歯形としてはサイクロイド曲線を用いたものであるから、計算が簡単であり、短時間で所望の歯数の歯車を設計することができるという利点がある。

【0009】 請求項2記載の発明においては、歯厚の割合(T)を0.655～0.741、外転筋がり円半径(r1)を3.5～6.5mm/1モジュール、内転筋がり円半径(r2)を1.97～2.60mm/1モジュール、歯末のたけ(h1)を0.68～1.14mm/1モジュール、歯元のたけ(h2)を0.454～0.650mm/1モジュールにすることにより歯数を4又は5枚にしてもアンダーカット、歯先尖りが生じることなく、かみ合い率も1.0以上確保でき、歯元強度も充分にことができる。

【0010】

【発明の実施の形態】 以下、この発明の実施の形態を実施例に基づき、図1～図16を参照して説明する。

【0011】 この実施例で示す歯数比サイクロイド歯車列Gは、図1に示すように、サイクロイド歯形の大歯車2と、この大歯車2にかみ合う同じくサイクロイド歯形の小歯車1とを備えたものであつて、小歯車1は、4枚の歯数を有することを特徴としている。

【0012】 そして、大歯車2のピッチ円PC2上の歯

厚T2と小歯車1のピッチ円PC1上の歯厚T1との合計を分母とし、小歯車1のピッチ円上の歯厚T1を分子として計算した歯厚の割合Tが0.655～0.741であることを特徴としている。また、外転軸が円半径r1が3.5～6.5mm/1モジュールであり、内転軸が円半径r2が1.97～2.60mm/1モジュールであり、小歯車1の歯元のたけh1が0.68～1.14mm/1モジュールであり、小歯車1の歯元のたけh2が0.454～0.650mm/1モジュールであることを特徴としている。

【0013】なお、歯厚の割合Tは、小歯車1の円ピッチを分母とし、ピッチ円上の歯厚T1を分子として計算しても、上述した並とほぼ同様の値になる。また、mm/1モジュールという単位は、モジュール1.0時の長さであり、モジュールに比例して変わるものである。例えば、モジュール2.0では上記数値はそれぞれ2倍になる。

【0014】以下、上記構成についてさらに詳細に説明する。まず、歯車として実用的に成立する設計条件を設定し、この条件で4枚歯の小歯車1及びこれにかみ合う大歯車2を設計する（ただし、この実施例では小歯車1を主に説明する）。この設計条件は以下の①～⑥の通りである。

- 【0015】① カミ合い率しが1.0以上であること。
- ② 小歯車1の歯先が尖らないこと。
- ③ 小歯車1の歯元歯厚が十分であること。具体的には、すでに4枚歯で実績のあるロジクスギヤの歯元歯厚と同等以上とする。
- ④ 大歯車2の歯元歯厚が十分であること。具体的には、上述した4枚歯のロジクスギヤにかみ合う同じくロジクスギヤで形成した大歯車の歯元歯厚と同等以上とする。
- ⑤ 歯底部が隣の歯と干渉しないで成立すること。
- ⑥ 圧力角は30度以下であること。

従ってこの条件で5枚歯を作れば充分満足するものがでできる。但し、この範囲の外で作ってもロジクス歯車に匹敵する歯車が作り得る。以上の設計条件に当てはまつた4枚歯の小歯車1が成立すれば、5枚歯以上の歯車は問題なく成立することになる。すなわち、5枚歯の場合には、4枚歯を成立される条件がそのまま広がることになり、設計範囲が広くとれる。そのため、4枚歯が成立できる条件で5枚歯を作れば上記設計条件にあてはまる5枚歯の小歯車を成立させることができる。ただし、5枚歯の場合には、4枚歯の限定範囲の外で作っても上記設計条件に当てはまる歯車を作り得る。なお、上記設計条件について補足すると、上記①のかみ合い率とは、小歯車1と大歯車2とが同時にかみ合う歯数のことである。このかみ合い率が1.0以上ないとスムーズな回転伝達が得られないため、1.0以上必要である。逆に、

かみ合い率が1.0未満では、かみ合いが行なわれていない状態が生じ、異音が大きくなり、歯車として成立しないといえる。

【0016】上記②の小歯車1の歯先の尖りとは、図5に示すように、左右の歯面1.1aが歯先円HCに達する前に交差して歯先が尖った状態になるとをいう。このように歯先が尖った状態になると、正规の歯先円まで歯形がないため、かみ合いが成立しないという問題がおきる。したがって、歯先の尖りを防止する必要がある。

- 10 【0017】上記③、④の歯元歯厚とは、例えば小歯車1で示せば図1における最も薄い位置の歯元歯厚Tbをいう。通常に歯車は歯元に最大曲げモーメントが作用するため、歯元歯厚が薄いと、強度は低下する。したがって、この実施例では、歯元歯厚をすでに4枚歯で実績のある小歯車のロジクスギヤや大歯車のロジクスギヤの歯元歯厚の±10%になるように規制して、強度の低下を歯質面から防止するようにしている。

【0018】そして、このようにロジクスギヤの歯元歯厚と比較することによって、ロジクスギヤに対する本発明の強度上の良否を判断することもできるようになる。なお、-10%以上としたのは、これ以下になると小歯車1の強度低下の恐れがあると判断したためであり、+10%以上としたのは、これ以上になると、歯底部が干渉したり、例えば小歯車1にかみ合う大歯車2の歯原が歯元に干渉するなどの恐れがあると判断したためである。

【0019】上記⑤の歯底部が隣の歯と干渉するとは、図6に示すように、例えば大歯車2における左右の歯面1.1aが歯先円BCに達する前に交差する状態をいう。このような歯底部の干渉は、歯元歯厚を厚くしすぎた場合に生じるが、歯車として成立しないので、防止する必要がある。

【0020】上記⑥の圧力角は、サイクロイド歯形の場合、ピッチ円PCから歯先側に向かうにしたがって、あるいは歯元側に向かうにしたがって大きくなる。圧力角が大きくなると、強度的には有利となるが、音が大きくなるので、一般には最大でも30度が限度といわれている。

- 40 【0021】そして、上記設計条件を成立させるために、サイクロイド歯形を決定するための各種パラメータによる計算が必要になる。例えば、設計条件とパラメータとの関係を示すと、図2に示すようになる。すなわち、上記①のかみ合い率は、外転軸が円半径（直徑）r1、歯元のたけh1、内転軸が円半径（直徑）r2、歯元のたけh2、歯厚の割合Tと主に関係があるといえる。また、上記②の先端尖りは、外転軸が円半径r1、歯元のたけh1、歯厚の割合Tと主に関係があるといえる。さらに、上記③、④の歯元歯厚については、内転軸が円半径r2、歯元のたけh2、歯厚の割合Tと主に関係があるといえる。

【0022】次に、上記設計条件に基づいて4枚歯の小歯車1を設計するための各種パラメータの計算方法を説明する。

【0023】まず、サイクロイド歯形について説明する。サイクロイド歯形は、図3に示すように、歯末と歯元に2つのサイクロイド曲線を使用し、つなぎ合わせた歯形である。すなわち、小歯車1の場合、ピッチ円PCの外側に外転軸がり円OCを滑らさずに転がした際に、内転軸がり円OC上の1点の軌跡が歯末の歯形11a1になる。また、ピッチ円PCの内側に内転軸がり円ICを滑らさずに転がした際に、内転軸がり円IC上の1点の軌跡が歯元の歯形11a2になる。そして、歯末の歯形11a1と歯元の歯形11a2によって各歯のサイクロイド歯形11aが形成されている。

【0024】ただし、図3に示すような歯車形状から直接サイクロイド歯形11aを検討するのではなく、図4に示す基準ラックからサイクロイド歯形11bを検討する。すなわち、ピッチ円は、その直径を無限大にすると、図4に示すように、直線状のピッチ線PLになる。このピッチ線PLの上に外転軸がり円OCを転がした際の外転軸がり円OC上の1点の軌跡がサイクロイド歯形11bになる。そして、点aから点bまでの間の歯形が歯末の歯形11a1に対応するものとなり、ピッチ線PLから点bまでの垂直方向の高さ、すなわちy方向高さが歯末のたけh1に対応するようになっている。また、ピッチ線PLの下に内転軸がり円ICをころがした際には、サイクロイド曲線による歯元の歯形11a2に対応するものが得られる。

【0025】また、図4において、ピッチ線PLに沿い

$$t_1 = 2 \cdot r_1 \cdot \tan^{-1} \sqrt{\frac{h_1 \cdot (2 \cdot r_p + h_1)}{(2 \cdot r_p + 2 \cdot r_1 + h_1) \cdot (2 \cdot r_1 - h_1)}} \quad \dots (8)$$

【数2】

$$t_1 = 2 \cdot r_1 \cdot \tan^{-1} \sqrt{\frac{H_1 \cdot (2 \cdot R_p + H_1)}{(2 \cdot R_p + 2 \cdot R_1 + H_1) \cdot (2 \cdot R_1 - H_1)}} \quad \dots (9)$$

ただし、

L : かみ合い率

L1 : 小歯車1の歯末のかみ合い率

L2 : 大歯車2の歯末のかみ合い率

Cp : 円ピッチ ($\text{mm}/1\text{モジュール}$)

r1 : 小歯車1の外転軸がり円半径 ($\text{mm}/1\text{モジュール}$)

R1 : 大歯車2の外転軸がり円半径 ($\text{mm}/1\text{モジュール}$)

rP : 小歯車1のピッチ円半径 ($\text{mm}/1\text{モジュール}$)

Rp : 大歯車2のピッチ円半径 ($\text{mm}/1\text{モジュール}$)

h1 : 小歯車1の歯末のたけ ($\text{mm}/1\text{モジュール}$)

H1 : 大歯車2の歯末のたけ ($\text{mm}/1\text{モジュール}$)

さらに、歯厚の割合Tは次の式によって計算される。

外転軸がり円OCが転がる方向をX軸の正方向、このX軸に直交し、外転軸がり円OC側の方向をY軸の正方向とし、転がり開始時点において外転軸がり円OCがX軸に接する点を点aとし、この点aの位置をX軸及びY軸のO点とすると、サイクロイド歯形11a上の任意の点のx y座標は次のようにある。

【0026】

$$x = (D/2) \cdot \theta - (D/2) \cdot \sin \theta \dots (1)$$

$$y = (D/2) \cdot (1 - \cos \theta) \dots (2)$$

$$r = D/2 \dots (3)$$

$$\alpha = \theta / 2 \dots (4)$$

ただし、

D : 外転軸がり円OC又は内転軸がり円ICの直径 ($\text{mm}/1\text{モジュール}$)

θ : 外転軸がり円OC又は内転軸がり円ICの転がり角度 (rad)

r : 外転軸がり円OC又は内転軸がり円ICの半径 ($\text{mm}/1\text{モジュール}$)

α : 压力角 (rad)

そして、上記基準ラック歯形からピッチ円直径を変換して歯車歯形が得られる。

【0027】次に、小歯車1と大歯車2とのかみ合い率Lを計算する。このかみ合い率Lは次の式で求められる。

$$[0028] L = L_1 + L_2 \dots (5)$$

$$L_1 = f_1 / C_p \dots (6)$$

$$L_2 = f_2 / C_p \dots (7)$$

【数1】

$$[0029] T = T_1 / (T_1 + T_2) \dots (10)$$

$$(T_1 + T_2) = C_p \dots (11)$$

ただし、

T : 歯厚の割合

T1 : 小歯車1のピッチ円上の歯厚 ($\text{mm}/1\text{モジュール}$)

T2 : 大歯車2のピッチ円上の歯厚 ($\text{mm}/1\text{モジュール}$)

次に上記式等を利用して、小歯車1の歯数を4枚にするために必要なパラメータの値を計算する。まず、

(イ) 歯厚の割合Tをある値、例えば4枚歯のロジックスギヤに用いられている値0.685に設定し、(ロ)歯末のたけh1もある値、例えば0.91mm/1モジュールに設定する。そして、(ハ)前述した設計条件を

満足する外転軸がり内半径 r_1 を計算する。すなわち、①のかみ合い率しが 1.0 以上であること、②の歯先が尖らないこと（歯先歯厚 > 0 ）、④の大齒車2の歯元歯厚が十分あることを設計条件として外転軸がり内半径 r_1 を計算する。

【0030】ただし、①のかみ合い率 L_1 については、小齒車1の歯末のかみ合い率 $L_1 > 0.672$ を用いて計算する。この 0.672 の値は、上記式 (5) ~ (9) 及び最小かみ合い率 1.0 から算出される。そして、小齒車1の歯末のかみ合い率 L_1 と大齒車2の歯末のかみ合い率 L_2 の合計が 1.0 以上であること、及び（大齒車2の歯末） = (小齒車1の歯元) の関係があることから、後述する小齒車1の歯元のかみ合い率 > 0.328 も決まってしまう。また、④における大齒車2の歯元歯厚は、4枚歯で実績のあるロジックスギヤの土 10% に設定することから、 $0.619mm/1$ モジュール \times 大齒車2の歯元歯厚 $< 0.756mm/1$ モジュールの条件となる。

【0031】そして、(二) 上記各設計条件が成立する外転軸がり内半径 r_1 が計算されたら、上記 (口) に戻って、歯末のたけ h_1 の値を変化させて、外転軸がり内半径 r_1 を繰り返し計算する。

【0032】これにより、(ホ) 所定の歯厚の割合 T における、歯末のたけ h_1 及び外転軸がり内半径 r_1 の各範囲が明らかになる。そうしたら、(ヘ) 上記 (イ) に戻って、歯厚の割合 T の値を変化させて同様の計算を繰り返す。

【0033】また、(ト) 内転軸がり内半径 r_2 及び歯元のたけ h_2 についても、上述した外転軸がり内半径 r_1 及び歯末のたけ h_1 と同様にして計算する。ただし、設計条件は、①の小齒車1の歯元のかみ合い率 (L_2 に対応) > 0.328 、③の小齒車1の歯元歯厚 T_b が十分であること、すなわち4枚歯で実績のあるロジックスギヤの土 10% に設定することから、 $0.805mm/1$ モジュール \times 小齒車1の歯元歯厚 $< 0.327mm/1$ モジュール、⑤の歯底部の干渉を防止、⑥の圧力角 > 30 度、⑦小齒車1の歯元のたけ $h_2 > 0.24mm/1$ モジュールとなる。

【0034】ここで、⑦の条件を新たに加えたのは、基準ラック歯形から歯車歯形に変化する時、圧力角などの要因により歯元のたけが極端に短くなってしまうのを防ぐためである。すなわち、歯元のたけが極端に短くなってしまうと、加工誤差などの理由で、歯元の歯形が存在しない状態になり得ることがあり、そうなると歯車とし成立しないためである。なお、上記 $0.24mm/1$ モジュールは現在実績のある4枚歯のロジックスギヤの値から選定したものである。

【0035】以上の計算は、上述した設計条件を上述した式のものと繰り返し計算することにより、各種のパラメータ r_1 、 r_2 、 h_1 、 h_2 、 T 等が算出されるこ

となる。

【0036】この計算結果について、図7～図10を参照しながら説明する。まず、歯厚の割合 T は、上記①～⑦の条件をすべて満たすためには、 $0.655 \sim 0.741$ の範囲でなければならぬことが計算により求まる。

【0037】そこで歯厚の割合 T が最大の 0.741 、最低の 0.655 の時の h_1 と r_1 の関係をグラフに書くとそれぞれ図7、図9となる。図8は中心値 0.685 の時の関係グラフであり参考に示す。

【0038】すなわち、歯厚の割合 T が 0.655 の場合において、外転軸がり内半径 r_1 は、図7に示すように、歯末のたけ h_1 が $0.68mm/1$ モジュールのときに $6.2mm/1$ モジュールのほぼ一点、歯末のたけ h_1 が $0.80mm/1$ モジュールのときに $5.3 \sim 6.5mm/1$ モジュールの範囲、歯末のたけ h_1 が $0.97mm/1$ モジュールのときに $4.3mm/1$ モジュールのほぼ一点で上記①～⑦の条件を満たすことになる。

【0039】さらに、歯厚の割合 T が 0.741 の場合において、外転軸がり内半径 r_1 は、図9に示すように、歯末のたけ h_1 が $0.96mm/1$ モジュールのときに $4.2mm/1$ モジュールのほぼ一点、歯末のたけ h_1 が $1.02mm/1$ モジュールのときに $4.0 \sim 4.7mm/1$ モジュールの範囲、歯末のたけ h_1 が $1.14mm/1$ モジュールのときに $3.5mm/1$ モジュールのほぼ一点で上記①～⑦の条件を満たすことになる。

【0040】したがって、外転軸がり内半径 r_1 は、全体として $3.5 \sim 6.5mm/1$ モジュールの範囲で上記①～⑦の条件を満たすことが可能になる。

【0041】又、 h_1 は全体として $0.68 \sim 1.14mm/1$ モジュールの範囲で上記①～⑦の条件を満たすことが可能になる。

【0042】一方、小齒車1の歯元のたけ h_2 は、図10に示すように、 $0.454 \sim 0.650mm/1$ モジュールの範囲で、上記①～⑦の条件を満たす計算結果となった。そして、小齒車1の内転軸がり内半径 r_2 は、歯元のたけ h_2 が $0.454mm/1$ モジュールのとき $2.08mm/1$ モジュールのほぼ一点、歯元のたけ h_2 が $0.458mm/1$ モジュールのときに $1.97 \sim 2.13mm/1$ モジュールの範囲、歯元のたけ h_2 が $0.650mm/1$ モジュールのときに $2.60mm/1$ モジュールのほぼ一点で上記①～⑦の条件を満たすことになり、全体として $1.97 \sim 2.60mm/1$ モジュールの範囲で上記①～⑦の条件を満たすことが可能になる。

【0043】また、図11～図16は、上述のようにして設計した4枚歯の小齒車1と、大齒車2とのかみ合い状態を示した図である。そして、これらの図は、小齒車

1の回転角が0度の状態(図11)から時計方向に15度ずつ回転させて、75度の状態(図16)まで表示したものであり、小齒車1と大齒車2が確実にかみ合いかながら、回転力を円滑に伝えている様子を明確に示している。

【0044】以上説明したように、パラメータを所定の範囲内に設定することにより、実際の使用に十分耐え得る強度の4枚歯の小齒車1を提供することができる。したがって、4枚歯の小齒車1を例えれば減速機を使用した場合には、一度に大きな減速比が得られるので、減速機の小型化を図ることができる。また、歯形としてはサイクロイド曲線を用いたものであるから、ロジックスギヤに比べて計算が簡単であり、短時間で所望の歯数の歯車を設計することができるという利点がある。しかも、サイクロイド曲線による凸面と凹面でかみ合うことになるから、歯圧強度が高く、したがって耐久性の向上を図ることができる。しかも、すべりが歯末の面や歯元の面で一定になることから、摩耗も一様に生じることになり、この点からも耐久性の向上を図ることができる。

【0045】また、上述のように4枚歯の歯車が容易に構成できるから、5枚歯以上の歯車についても容易に構成することができる。したがって、インボリュート歯形では実用上構成することができなかつた5枚歯又は4枚歯の歯車を容易に構成することができるという利点がある。

【0046】

【免明の効果】そして、上記のように構成された請求項1記載の発明においては、後述する実施例に示す通り、実用上で使用可能な4枚の歯を有する歯車を形成することができます。このため、インボリュート歯形の歯車では実用上不可能な5枚又は4枚の歯数の歯車を提供することができます。したがって、例えば減速機において一つの歯車として使用した場合には、一度に大きな減速比が得られるので、減速機の小型化を図ることができる。また、歯形としてはサイクロイド曲線を用いたものであるから、計算が簡単であり、短時間で所望の歯数の歯車を設計することができるという利点がある。

【0047】請求項2記載の発明においては、歯厚の割合(T)を0.655~0.741、外転軸がり円半径(r_1)を3.5~6.5mm/1モジュール、内転軸がり円半径(2)を1.97~2.60mm/1モジュール、歯末のたけ(h_1)を0.68~1.14mm/1モジュール、歯元のたけ(h_2)を0.454~0.650mm/1モジュールにすることにより歯数を4又は5枚にしてもアンダーカット、歯先尖りが生じることがなく、かみ合い率も1.0以上確保でき、歯元強度も充分にこなすことができる。

【四面の簡単な説明】

【図1】この発明の一実施例として示した高歯数比サイクロイド歯車列の要部正面図である。

【図2】同高歯数比サイクロイド歯車列を設計するための条件とパラメータとの関係を示す説明図である。

【図3】同高歯数比サイクロイド歯車列におけるサイクロイド歯形を示す説明図である。

【図4】同高歯数比サイクロイド歯車列におけるサイクロイド歯形を構成する際の前段として検討した基準ラック歯形を示す説明図である。

【図5】同高歯数比サイクロイド歯車列の各歯車において発生を防止する必要のある歯先の尖りについて示す説明図である。

【図6】同高歯数比サイクロイド歯車列の各歯車において発生を防止する必要のある歯底部の干渉について示す説明図である。

【図7】同高歯数比サイクロイド歯車列の各歯車を設計するためのパラメータを計算した結果を示す図であつて、4枚歯の小齒車を構成するための歯末のたけと外転軸がり円半径との関係を示す図である。

【図8】同高歯数比サイクロイド歯車列の各歯車を設計するためのパラメータを計算した結果を示す図であつて、4枚歯の小齒車を構成するための歯末のたけと外転軸がり円半径との関係を示す図である。

【図9】同高歯数比サイクロイド歯車列の各歯車を設計するためのパラメータを計算した結果を示す図であつて、4枚歯の小齒車を構成するための歯元のたけと内転軸がり円半径との関係を示す図である。

【図10】同高歯数比サイクロイド歯車列の各歯車を設計するためのパラメータを計算した結果を示す図であつて、4枚歯の小齒車を構成するための歯元のたけと内転軸がり円半径との関係を示す図である。

【図11】同高歯数比サイクロイド歯車列を示す図であつて、小齒車の回転角が0度の状態を示す正面図である。

【図12】同高歯数比サイクロイド歯車列を示す図であつて、小齒車の回転角が15度の状態を示す正面図である。

【図13】同高歯数比サイクロイド歯車列を示す図であつて、小齒車の回転角が30度の状態を示す正面図である。

【図14】同高歯数比サイクロイド歯車列を示す図であつて、小齒車の回転角が45度の状態を示す正面図である。

【図15】同高歯数比サイクロイド歯車列を示す図であつて、小齒車の回転角が60度の状態を示す正面図である。

【図16】同高歯数比サイクロイド歯車列を示す図であつて、小齒車の回転角が75度の状態を示す正面図である。

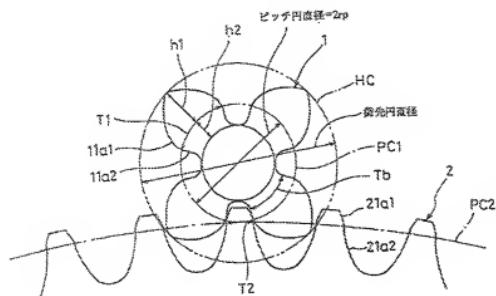
【符号の説明】

- 1 小齒車
- 2 大齒車

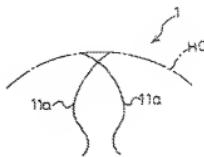
C p 円ピッチを分母
 h 1 歯末のたけ
 h 2 歯元のたけ
 P C ピッチ円
 r 1 外転軌がり円半径

r 2 内転軌がり円半径
 T 歯厚の割合
 T 1 小歯車のピッチ円上の歯厚
 T 2 大歯車のピッチ円上の歯厚

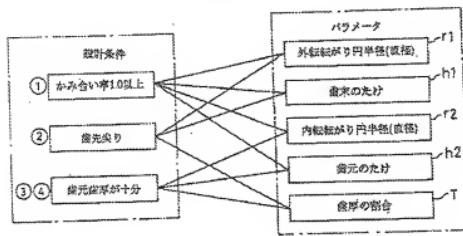
【図1】



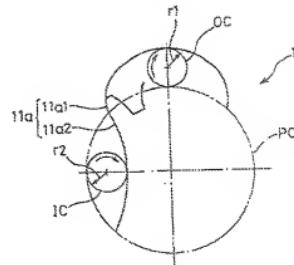
【図5】



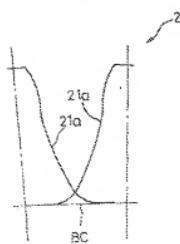
【図2】



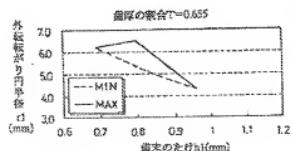
【図3】



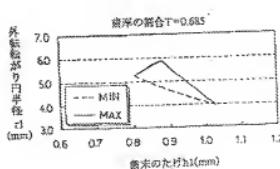
【図6】



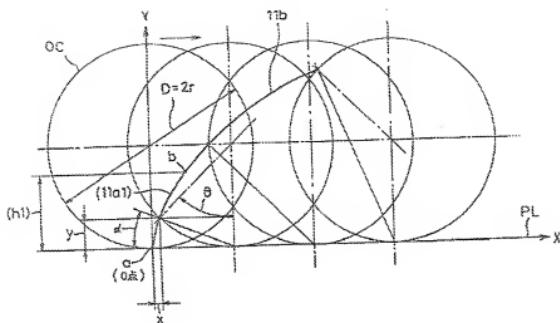
【図7】



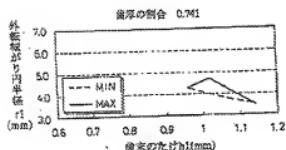
【図8】



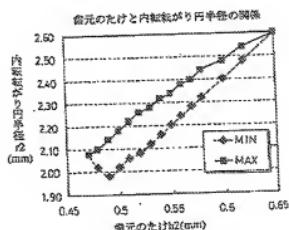
[図 4]



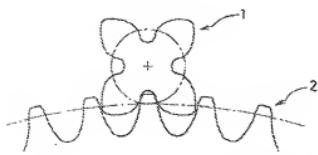
[9]



〔図10〕

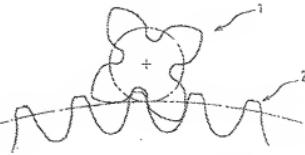


100



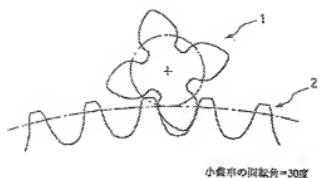
小説家の回転角=0度

【图12】

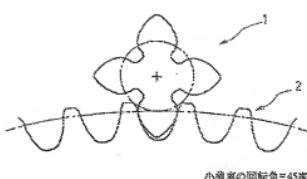


今後家の廻転角 = 15度

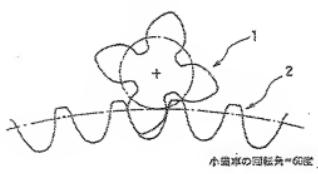
【図13】



【図14】



【図15】



【図16】

